CHAPITRE 8

ASPECTS TECHNOLOGIQUES ET CHOIX DE PALIERS

1 - CHOIX PRELIMINAIRE D'UNE TECHNOLOGIE

Les paliers habituellement utilisés peuvent être réalisés :

- en conservant un contact entre les deux surfaces (paliers non lubrifiés),
- en introduisant des billes ou des rouleaux entre les deux surfaces (roulements),
- en interposant un film fluide entre les deux surfaces (paliers lubrifiés).

Le lubrifiant utilisé pour les roulements et les paliers lubrifiés peut être solide (film mince) ou fluide (graisse, liquide ou gaz). Les modes d'application du lubrifiant sont divers : circulation, bain, brouillard, graissage à vie, imprégnation d'un coussinet poreux, dépôt de revêtement, etc.

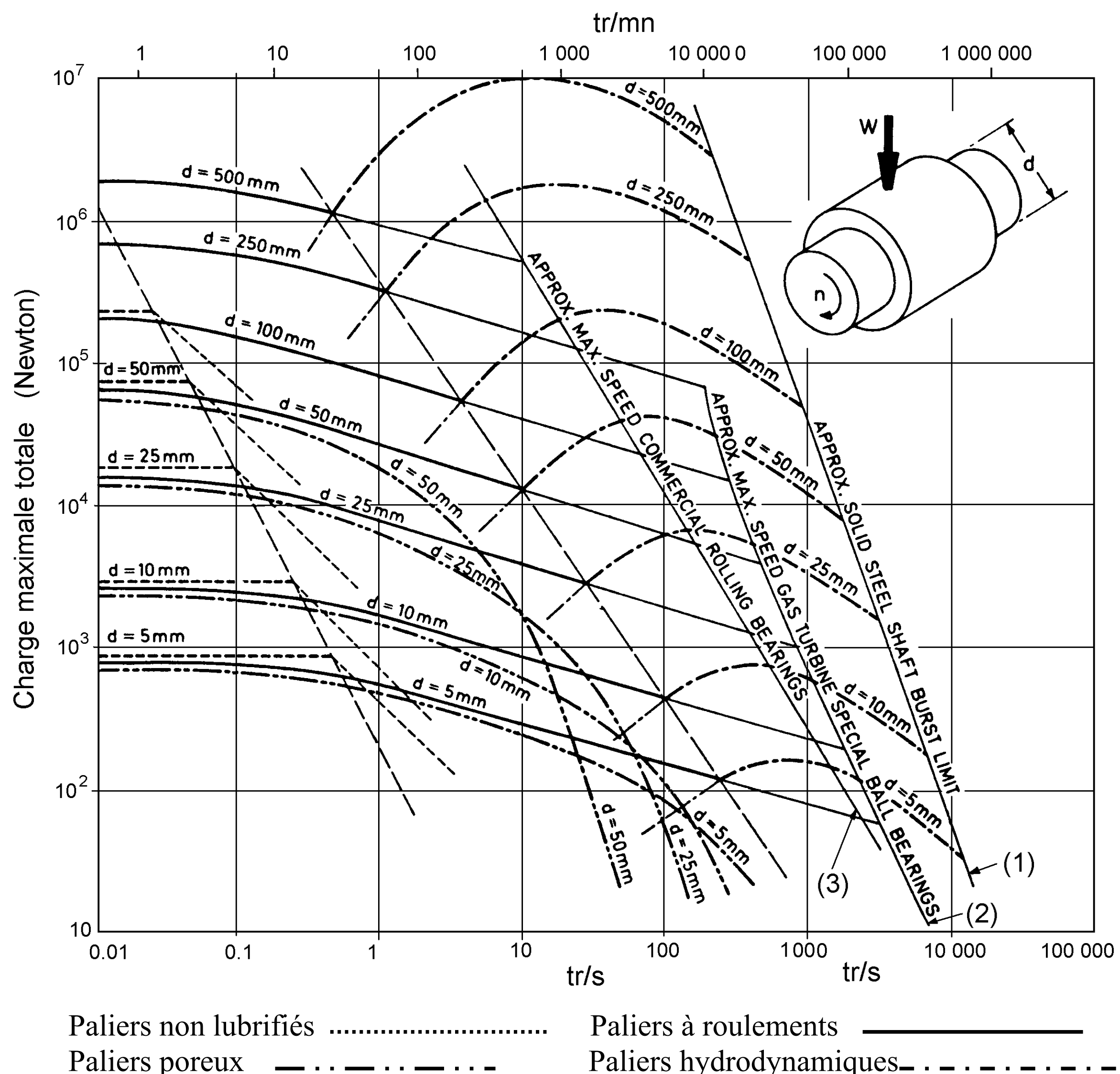
Les paliers à film fluide peuvent être classés en considérant le type du fluide utilisé et le mode de formation du film :

- hydrodynamique (palier autonome à liquide),
- hydrostatique (palier à liquide pressurisé par une pompe extérieure),
- aérodynamique (palier autonome à gaz),
- aérostatique (palier à gaz pressurisé par un compresseur extérieur).

Les domaines classiques d'utilisation de différents types de paliers radiaux et de butées non lubrifiés, hydrodynamiques ou poreux, ainsi que des roulements, sont présentés dans les figures 1 et 2 reproduites d'après Neale [1]. Ces diagrammes fournissent des indications pour choisir le type de palier ayant la capacité de charge maximale pour une vitesse de rotation et un diamètre d'arbre fixés. Ils sont basés sur une durée de vie de 10 000 heures pour les paliers non lubrifiés et les roulements. Des durées de vie plus importantes peuvent être obtenues en réduisant la charge et la vitesse. Pour les paliers lubrifiés, le diamètre est égal à la longueur (L/D=1) et le lubrifiant est une huile minérale de viscosité moyenne.

La figure 1 fournit des indications sur les capacités de charge maximale de différents types de paliers radiaux pour une vitesse de rotation et un diamètre d'arbre donné. Les paliers hydrostatiques peuvent être utilisés sur toute la plage de charge et de vitesse mais à vitesse élevée, l'énergie dissipée dans les alvéoles en écoulement turbulent, peut être très importante.

La figure 2 fournit des indications sur les capacités de charge maximales de différents types de butées pour une vitesse de rotation et un diamètre d'arbre donnés. Les butées hydrostatiques sont utilisables sur toute la plage de charge et vitesse mais à vitesse élevée, l'énergie dissipée dans les alvéoles en écoulement turbulent, peut être très importante.



(1) Vitesse limite d'éclatement d'un arbre en acier
(2) Vitesse maximale des roulements spéciaux pour turbine à gaz
(3) Vitesse maximale des roulements ordinaires

Fig. 1 : Sélection de paliers radiaux [1]

Remarque :

Pour la sélection des paliers radiaux et des butées, dans de nombreux cas, en plus de la capacité de charge, l'environnement du palier ou d'autres paramètres particuliers doivent être pris en compte.

Les paliers non lubrifiés ne sont utilisables que pour des vitesses de rotation faibles. Seuls les paliers fluides peuvent être utilisés aux vitesses et aux charges très élevées.

L'avant-projet d'un palier ou d'une butée nécessite en général des choix supplémentaires. Nous ne traiterons ici que l'avant-projet des paliers hydrodynamiques ; la même démarche peut être appliquée aux butées hydrodynamiques.

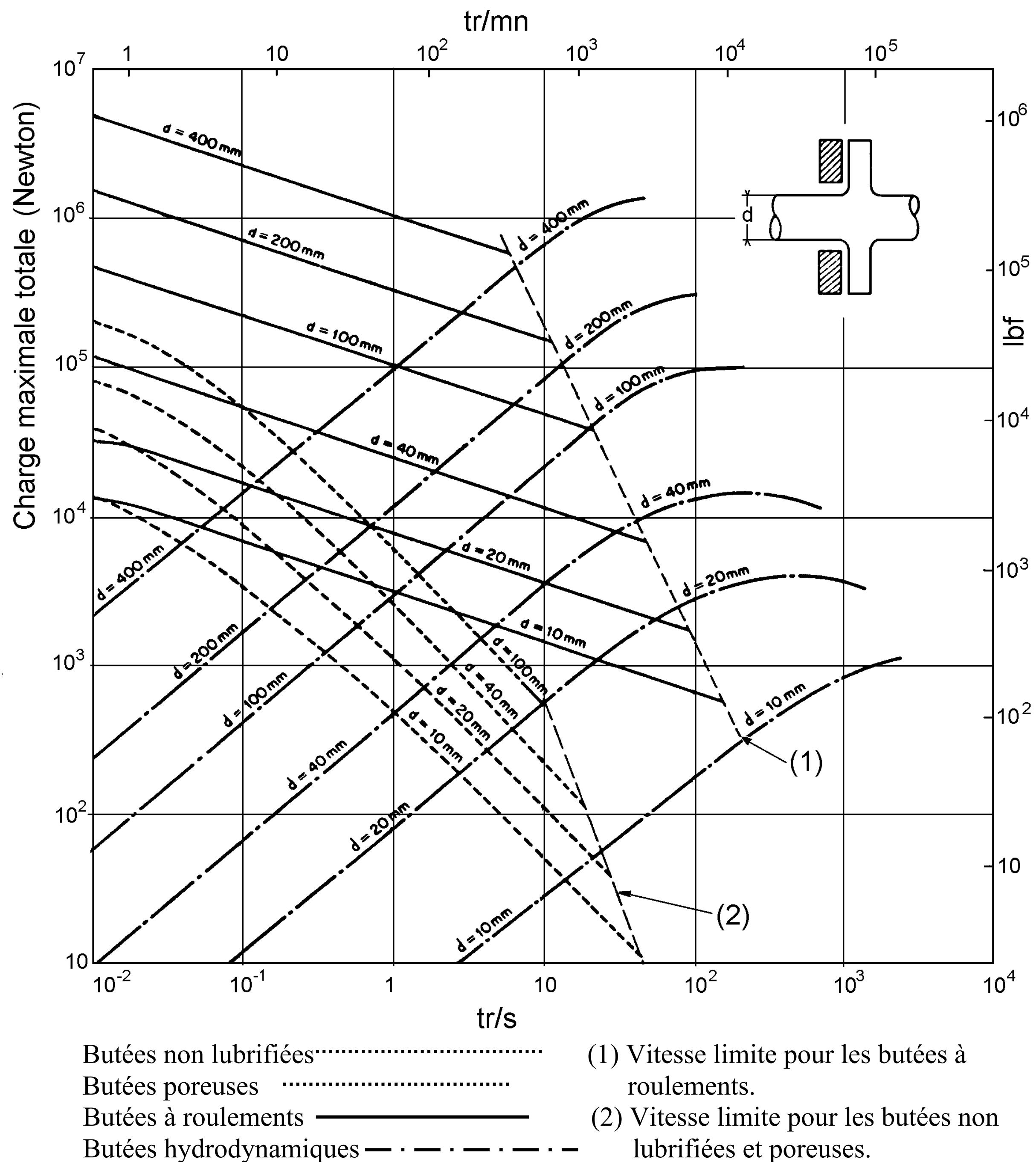


Fig. 2 : Sélection des butées [1]

2 - AVANT-PROJET DE PALIER HYDRODYNAMIQUE

Les principaux paramètres qui interviennent dans la définition d'un palier cylindrique sont :

- les paramètres géométriques : diamètre, longueur, jeu radial,
- les paramètres cinématiques : vitesse de rotation, charge,
- les paramètres dynamiques : charge variable, mode de rotation (continu ou alternatif), vibrations….
- les paramètres caractéristiques du lubrifiant : viscosité dynamique, masse volumique, chaleur spécifique.

Dans la majorité des cas, la charge, la vitesse de rotation et le diamètre sont les données les plus significatives pour la sélection du palier. Il ne faut toutefois pas oublier que d'autres données peuvent aussi influencer le choix du palier. Ce sont par exemple : la fréquence des démarrages, la durée des périodes d'arrêt, la charge au démarrage, la température ambiante, etc.

2.1-LIMITES DE FONCTIONNEMENT

Lors de l'avant-projet d'un palier, il est nécessaire de s'assurer qu'il fonctionne de façon satisfaisante pour les conditions imposées, mais aussi qu'il n'est pas trop près des limites mettant en cause sa fiabilité, ni qu'il est surdimensionné.

Pour un palier donné, les conditions limites de charge et de vitesse de rotation sont précisées fig. 3 [2].

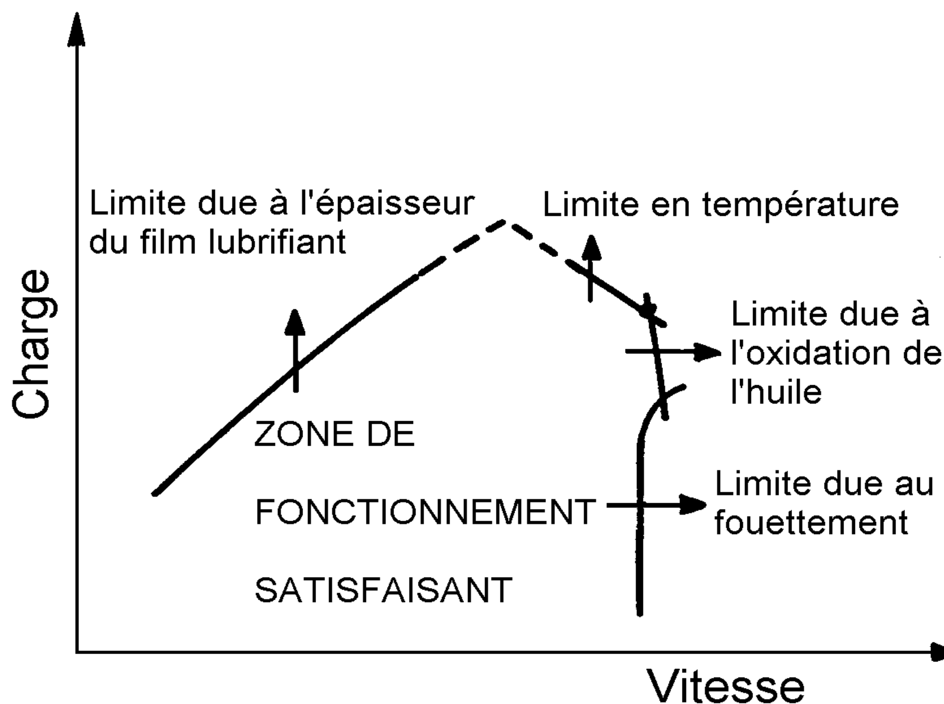


Fig. 3 : Conditions limites de charge et de vitesse [2]

A faible vitesse et à charge élevée, il y a risque de contact entre l'arbre et le coussinet dû à une épaisseur trop faible du film du lubrifiant. A vitesse et à charge élevées, il y a possibilité de fluage du régule soumis à des températures et des pressions trop importantes. Pour des vitesses plus élevées et une charge faible, la limite peut être due à l'oxydation du lubrifiant porté à une température trop élevée. Enfin pour des charges faibles et des vitesses élevées, le fouettement conduit généralement à des niveaux vibratoires inacceptables.

2.1.a - Epaisseur de film

Pour une épaisseur du film lubrifiant trop faible, il y a risque de contact des surfaces de l'arbre et du coussinet, pouvant conduire à une usure et à une destruction du palier. L'épaisseur du film doit être nettement supérieure à la somme des rugosités des surfaces antagonistes pour qu'un régime de fonctionnement hydrodynamique puisse s'établir.

Pour des conditions de fonctionnement usuelles les valeurs minimales d'épaisseur de film de lubrifiant sont précisées figure 4 pour différents diamètres d'arbre. Ces valeurs ont été établies par Martin [3] [4] à partir des valeurs usuelles de rugosité et en prenant un rapport 3 entre la somme des valeurs des hauteurs totales des rugosités de l'arbre et du coussinet et l'épaisseur minimale du film.

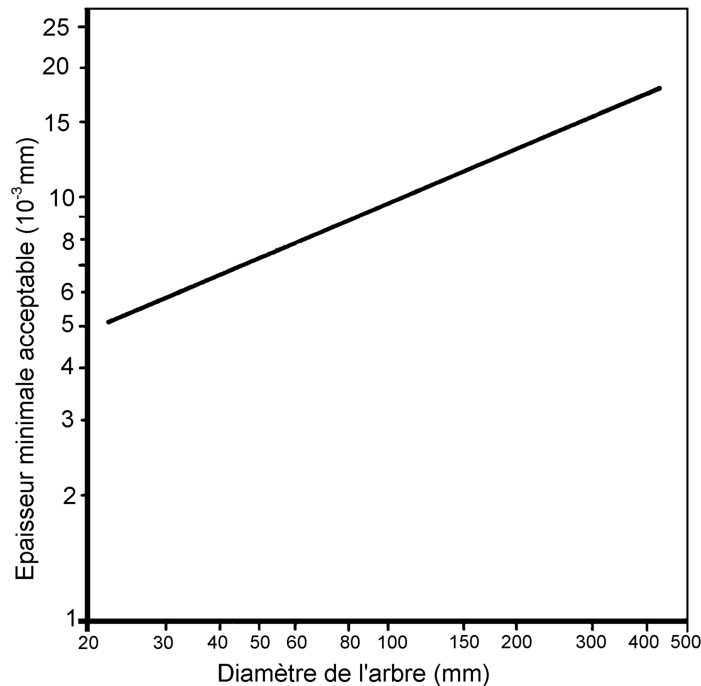


Fig. 4 : Valeurs acceptables d'épaisseur minimale [4]

2.1.b - Température du régule

Pour un couple température - pression de valeur trop importante, il y a danger de fluage du régule. Les valeurs limites des températures et des pressions dépendent de la nature du régule. Pour les régules habituellement utilisés, Booser [6] a montré que le fluage commençait vers 190°C pour une pression de $1{,}4.10^6$ Pa (14 bar) et vers 130°C pour une pression de 7.10^6 Pa (70 bar).

Pour les régules usuels, Garner [2] préconise des températures d'utilisation inférieures à 120°C pour des charges statiques et 100°C pour des charges dynamiques. L'utilisation d'alliage d'aluminium ou de cuproplomb permet d'atteindre des températures respectives de 150 à 200°C.

2.1.c - Température de l'huile

Garner [2] préconise de ne pas dépasser une température de 75 à 80°C dans le réservoir d'alimentation pour les huiles minérales habituellement utilisées afin d'obtenir une durée de vie de plusieurs milliers d'heures.

La fig. 5 compare les températures limites d'utilisation de l'huile minérale et de différentes huiles synthétiques [7].

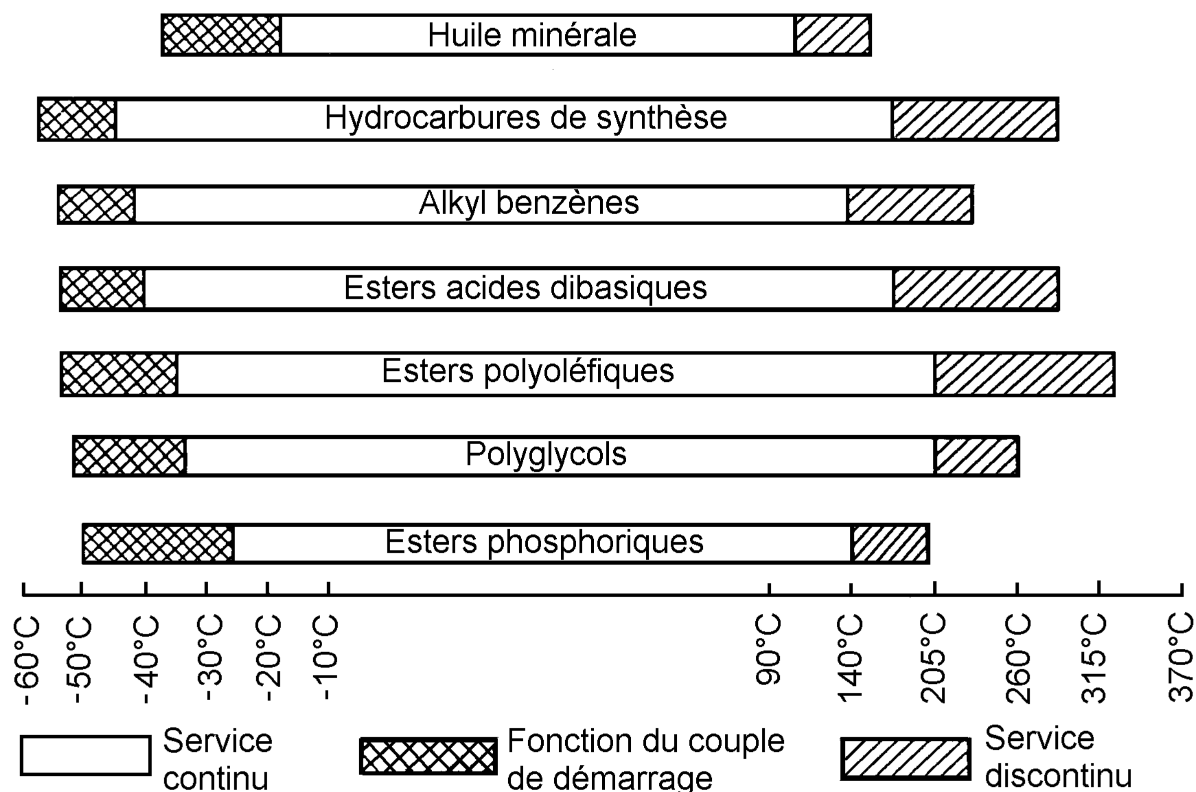


Fig. 5 : Température limites d'utilisation des huiles minérale et synthétiques [7]

2.1.d - Jeu

Le jeu est un paramètre très important. Un jeu trop important entraîne, pour des conditions de fonctionnement données, un accroissement du débit de fuite ainsi qu'une réduction de l'épaisseur minimale du film lubrifiant. Par contre, une valeur trop faible du jeu implique une augmentation des pertes par frottement et peut entraîner lors du démarrage ou lors d'un changement de régime, une perte totale de jeu (serrage) dû aux dilatations différentielles. Différentes relations empiriques ont été proposées.

O'Connor [5] propose les relations suivantes :

pour des surfaces rectifiées $2C = 7.10^{-4}\,D + 7{,}6.\,10^{-3}$

pour des surfaces usinées $2C = 3.10^{-3}\,D + 10^{-1}$

C et D étant respectivement le jeu radial et le diamètre exprimés en millimètres. Garner [2] prenant en compte l'effet de la rotation présente le diagramme de la figure 6.

Constantinescu [7], se référant à la normé ISO, propose :

- pour les paliers usuels des ajustements de type H7/d8 ou H7/e8,
- pour des paliers de réalisation plus soignée :
  - en régime stationnaire H7/g6
  - en régime dynamique H7/h6

Ces relations sont à utiliser avec prudence car elles peuvent parfois conduire à la réalisation de paliers mal dimensionnés. Seule une étude des variations des différents caractéristiques du palier telles que l'épaisseur minimale du film, la puissance dissipée ou le débit en fonction du jeu, permet de fixer un jeu moyen et des tolérances de fabrication.

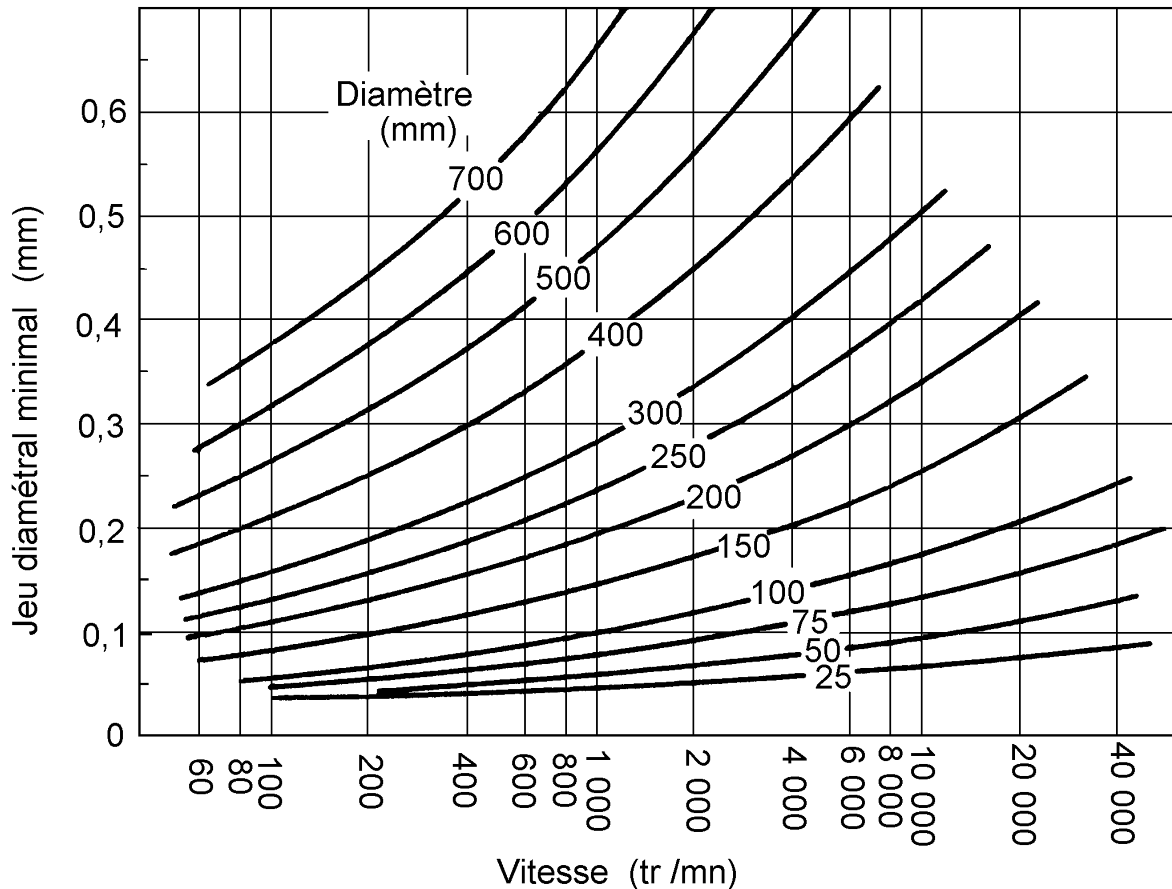


Fig. 6 : Valeur du jeu diamétrale en fonction de la vitesse [2]

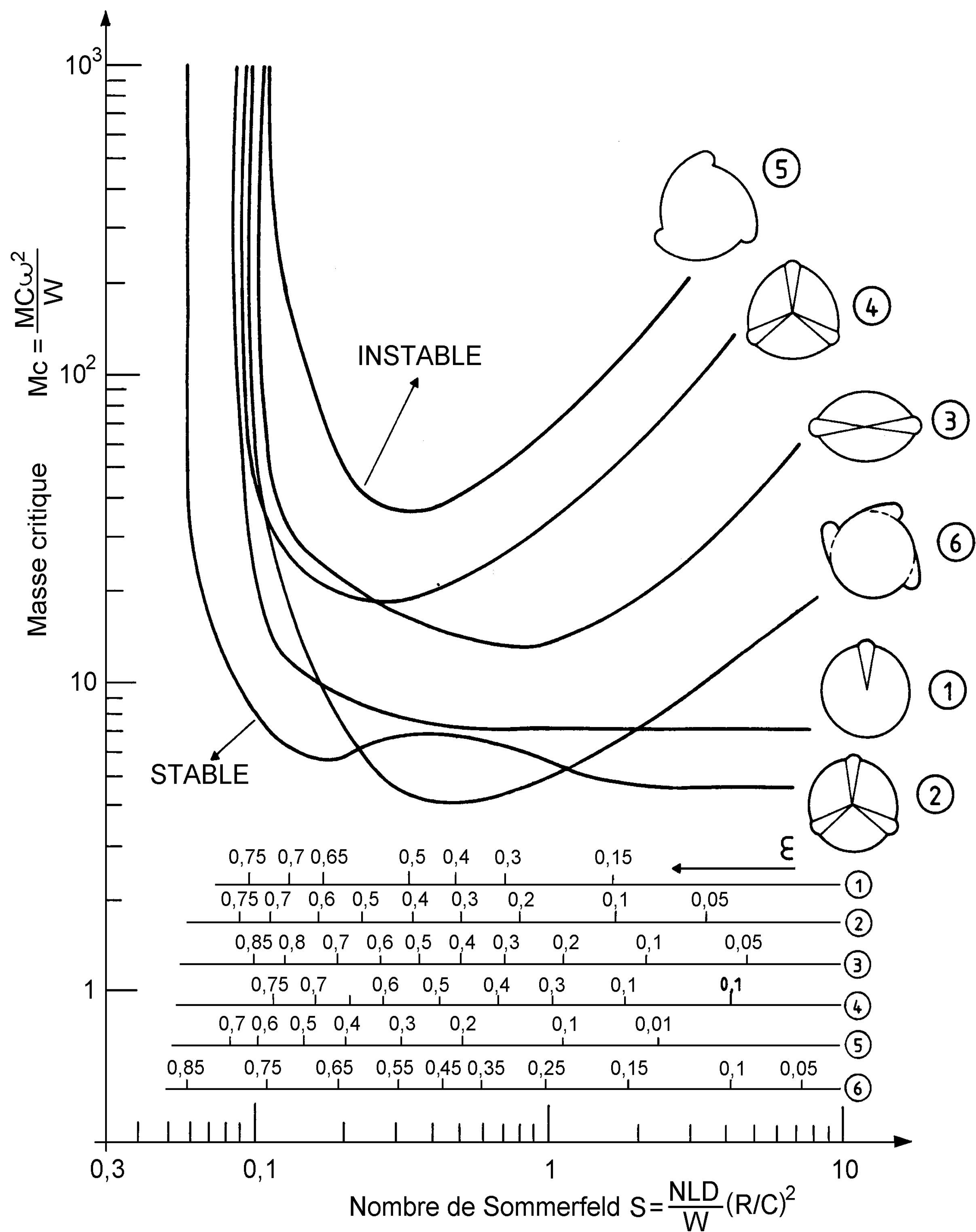
2.1.e - Géométrie

La forme retenue pour un palier est importante car elle intervient de façon significative sur les caractéristiques dynamiques du palier et modifie le comportement dynamique de la ligne d'arbre supportée par les paliers.

Le choix de la forme d'un palier est un compromis. Si les paliers non circulaires sont plus stables que les paliers circulaires, ils ont, par contre, une capacité de charge moindre, des pertes plus importantes et nécessitent un débit de lubrifiant plus élevé. Les paliers à patins oscillants sont presque toujours stables au fouettement, par contre, ils sont d'une réalisation plus complexe que les paliers de forme fixe. Garner [2] a comparé les caractéristiques statiques et dynamiques des formes de paliers les plus souvent rencontrées. Les figures 7 et 8 peuvent constituer un guide pour le choix préliminaire d'une géométrie.

Type palier	Capacité de charge	Résistance au fouettement	Rigidité ou amortissement	Remarques
Cylindrique, alimentation axiale				
Cylindrique, alimentation circonférentielle				Adapté aux charges tournantes
Alimentation circonférentielle partielle				Stabilité améliorée pour une charge dans une direction fixe.
Citron ou 2 lobes				Amortissement et rigidité horizontaux limités
4 lobes				
3 lobes				
Offset				Adapté pour un seul sens de rotation
Patins oscillants		Stable		

Fig. 7 : Comparaison de différents paliers [2]



1 Circulaire (une rainure)
2 Circulaire (trois rainures)
3 Citron
4 Trois lobes (symétriques)
5 trois lobes (asymétriques)
6 Trois poches

Fig. 8 : Courbes de stabilité de différents paliers [9]

2.2 - OPTIMISATION

Lors de l'avant projet d'un palier, il faut non seulement s'assurer qu'il ne fonctionne pas trop près des limites mettant en cause sa fiabilité, mais aussi optimiser sa conception. En effet, des économies importantes peuvent être réalisées. L'optimisation permet de réduire la puissance dissipée, la température maximale et le débit de lubrifiant.

Nous ne traiterons pas ici le problème de l'optimisation mais nous allons montrer, sur un cas simple, comment évoluent le débit axial Q, l'épaisseur minimale du film h_{mini} et la puissance dissipée P, lorsque le jeu radial et le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier varient.

L'objectif est de réaliser un palier lisse cylindrique capable de supporter une charge W = 10 000 N à une vitesse de rotation de 3 000 tr/mn, soit N = 50 tr/s. Pour déterminer les grandeurs caractéristiques de ce palier, il faut choisir :

a) L*e rayon de l'arbre* : l'arbre doit présenter une résistance mécanique et avoir une rigidité suffisante afin de supporter la charge et transmettre les couples. Une valeur du rayon R = 0,02 m, est satisfaisante.

b) *La longueur du coussinet* : Celle-ci dépend en particulier de la charge à supporter, de l'espace disponible, des possibilités de mésalignement et du fléchissement du rotor. Le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier est généralement compris entre 0,4 et 1,2. Trois valeurs de L/D (0,5 ; 0,8 et 1) seront envisagées. Notons que pour des raisons de mésalignement la tendance est d'utiliser des paliers dont le rapport L/D est inférieur à l'unité.

En fonction des relations précédentes, il vient :

$$17\ \mu m \leq C \leq 110\ \mu m \quad [5]$$
$$C \approx 60\ \mu m \quad [2]$$

soit des jeux radiaux relatifs :

$$8{,}5.10^{-4} \leq \frac{C}{R} \leq 5{,}5.10^{-3} \quad [5]$$
$$\frac{C}{R} \sim 3.10^{-3} \quad [2]$$

c) *Le lubrifiant* : Celui-ci est souvent imposé par l'environnement, par ailleurs, seule la viscosité à la température d'entrée est connue. La recherche du champ de température, donc de viscosité, à l'intérieur du film lubrifiant est un problème compliqué. Nous supposerons le régime isotherme et choisirons une viscosité constante égale à 0,065 Pa.s correspondant à la température du lubrifiant.

<u>Etude de cas :</u>

Il est alors possible par l'intermédiaire des courbes de la figure 9 de déterminer les caractéristiques du palier pour différentes valeurs du jeu C et du rapport L/D. Il faut souligner les points suivants :

a) L'épaisseur minimale du film lubrifiant peut être augmenter en augmentant la longueur du palier. Pour chaque valeur du rapport L/D, il existe un jeu optimal ; cependant, des paliers trop longs n'acceptent pas des mésalignements et des flexions d'arbre importants.

b) Une réduction des pertes de puissance peut être obtenue par une diminution du diamètre et de la longueur du palier ou par une augmentation du jeu. Dans le cas particulier étudié, le jeu minimal donné par la relation proposée par O'Connor [|5] conduit à des pertes inacceptables.

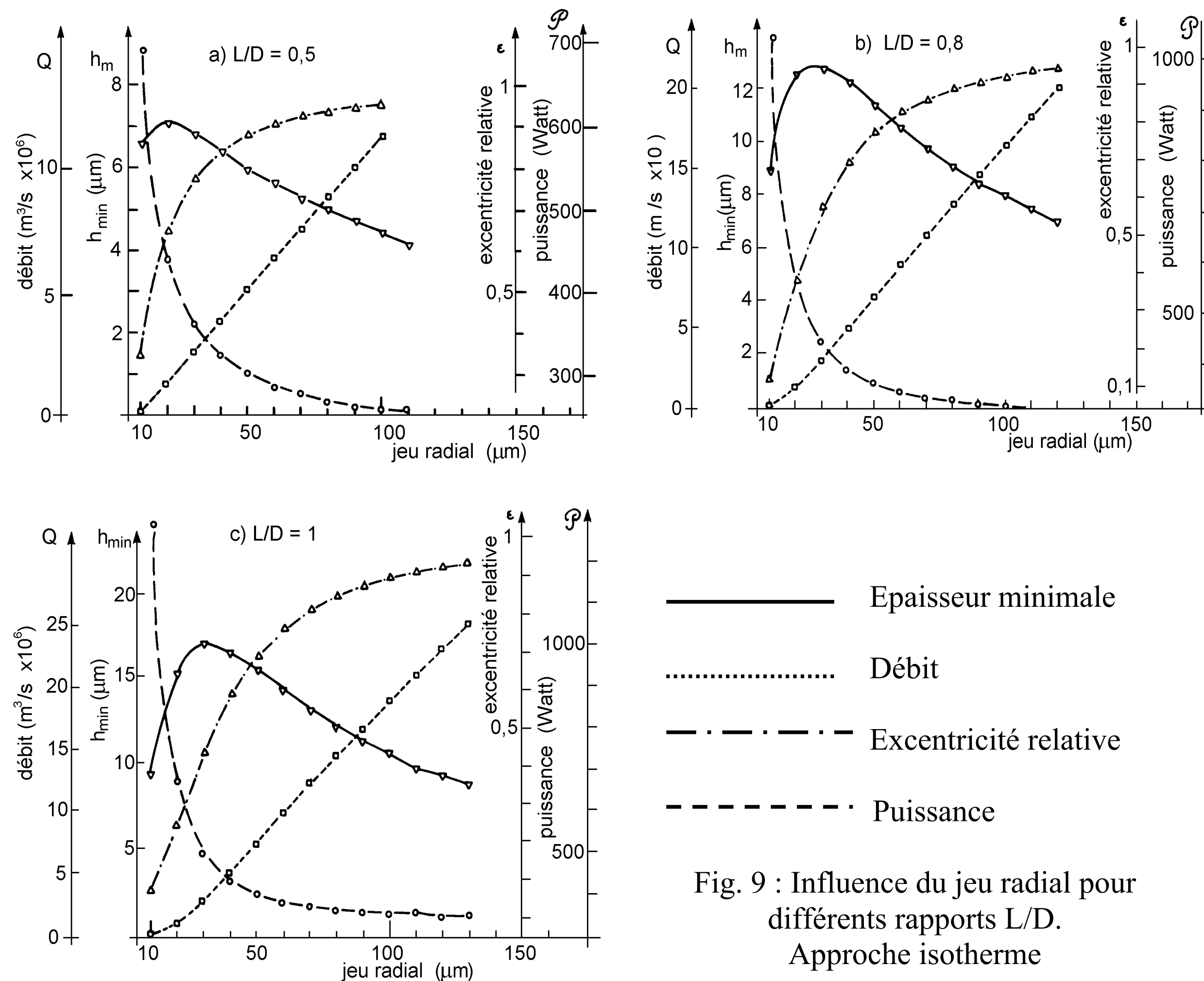


Fig. 9 : Influence du jeu radial pour différents rapports L/D. Approche isotherme

a) - L'épaisseur minimale du film lubrifiant doit toujours être supérieure à la limite inférieure admissible (fig. 4).

b) L'excentricité relative doit être supérieure à la valeur critique correspondant au seuil du fouettement (fig. 8).

c) - La température maximale de surface du palier peut être évaluée par la relation empirique [10] :

$$T_{max} = T_e + 2\,\Delta T$$

où T_e est la température d'entrée de l'huile et ΔT l'augmentation globale de la température , évaluée à l'aide d'un bilan thermique global.

Si la température maximale ainsi calculée est proche de la température maximale admissible pour le régule du coussinet, une analyse thermique plus précise doit être effectuée.

2.3. - MODE D'ALIMENTATION DES PALIERS LISSES

La position, la forme des rainures d'alimentation et la pression d'alimentation ont une influence sur les caractéristiques de fonctionnement d'un palier lisse.

2.3.a - Position et forme des rainures d'alimentation

Il y a deux types classiques de rainures : les rainures axiales, les rainures circonférentielles.

Rainures axiales :

Du point de vue du remplissage en huile du palier, pour les charges fixes en direction, la position la plus favorable pour la rainure axiale est située légèrement en aval de la génératrice pour laquelle l'épaisseur du film est maximale. Cependant, comme la position de la ligne des centres repérée par l'angle de calage est fonction, pour un palier donné, de la charge, de la vitesse et de la viscosité du lubrifiant, cette rainure est souvent située dans une zone comprise entre 90° et 135° en amont de la charge. Si le sens de rotation n'est pas fixe, on peut placer deux rainures diamétralement opposées à 90° de la direction de la charge, dans la zone d'épaisseur maximale du film (fig. 10). La présence de deux rainures d'alimentation est parfois justifiée par des considérations thermiques : Le rôle de la seconde rainure est alors de "limiter" la recirculation de fluide chaud et de mieux refroidir le palier. La position de la rainure axiale modifie très peu la valeur de la charge portante dès lors que cette rainure est située dans la partie supérieure non chargée, cependant elle peut avoir une certaine influence sur la valeur du couple de frottement.

Rainure circonférentielle :

La rainure circonférentielle, généralement placée dans la section médiane du palier, est utilisée lorsque la charge est variable en direction (charge tournante par exemple). Ce type de rainure diminue sensiblement la charge portante car elle substitue deux paliers de longueur L' < L/2 à un palier de longueur L (fig. 12). Aussi des rainures circonférentielles d'amplitudes limitées ou même des trous sont utilisés sur certains paliers de bielles de moteurs thermiques.

En pratique la géométrie du palier, la forme et le positionnement des rainures peuvent être plus complexes. Les paliers à section non circulaire ou les paliers à rainures multiples (fig. 13) sont plus stables du point de vue vibratoire mais leur capacité de charge est réduite.

2.3.b. - Rôle de la pression d'alimentation

Une alimentation sous pression améliore la sécurité de fonctionnement du palier car :

- elle établit une circulation forcée du lubrifiant et augmente ainsi l'évacuation de l'énergie dissipée dans le palier ;
- elle diminue les risques de cavitation en irriguant la zone inactive du palier.

Les valeurs de la pression d'alimentation modifient tous les paramètres de fonctionnement du palier cependant, c'est le débit qui est le plus influencé :

- le débit croît avec la pression d'alimentation

- le couple de frottement augmente et tend vers une limite qui correspond à la valeur calculée pour un palier entièrement plein d'huile.

- l'angle de calage augmente très légèrement car il est fonction du couple de frottement.

- la charge peut être augmentée ou diminuée selon la forme et la position de la rainure d'alimentation [11].

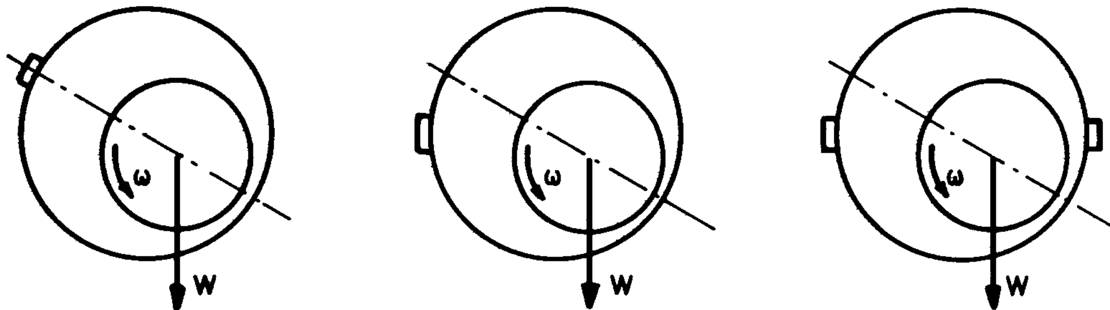


Fig. 10 : Position des rainures axiales

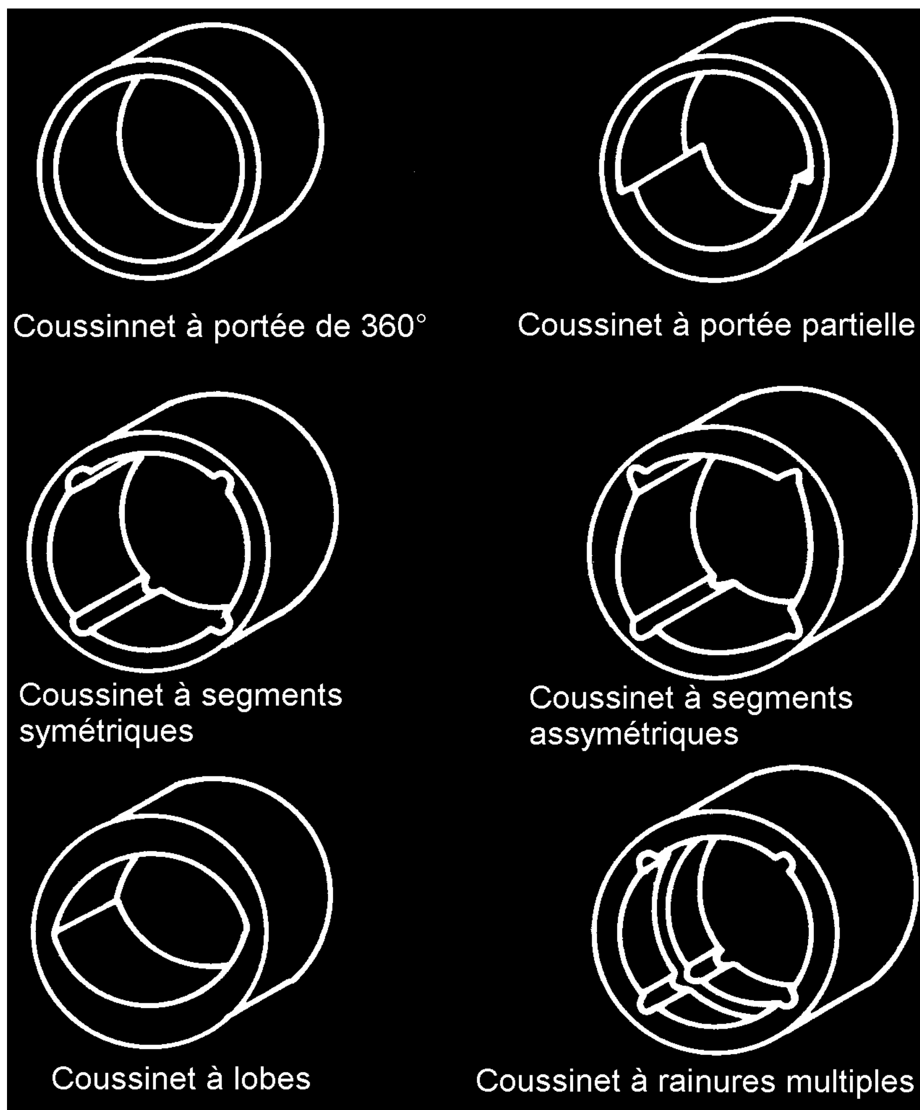


Figure 11 : Configuration du coussinet

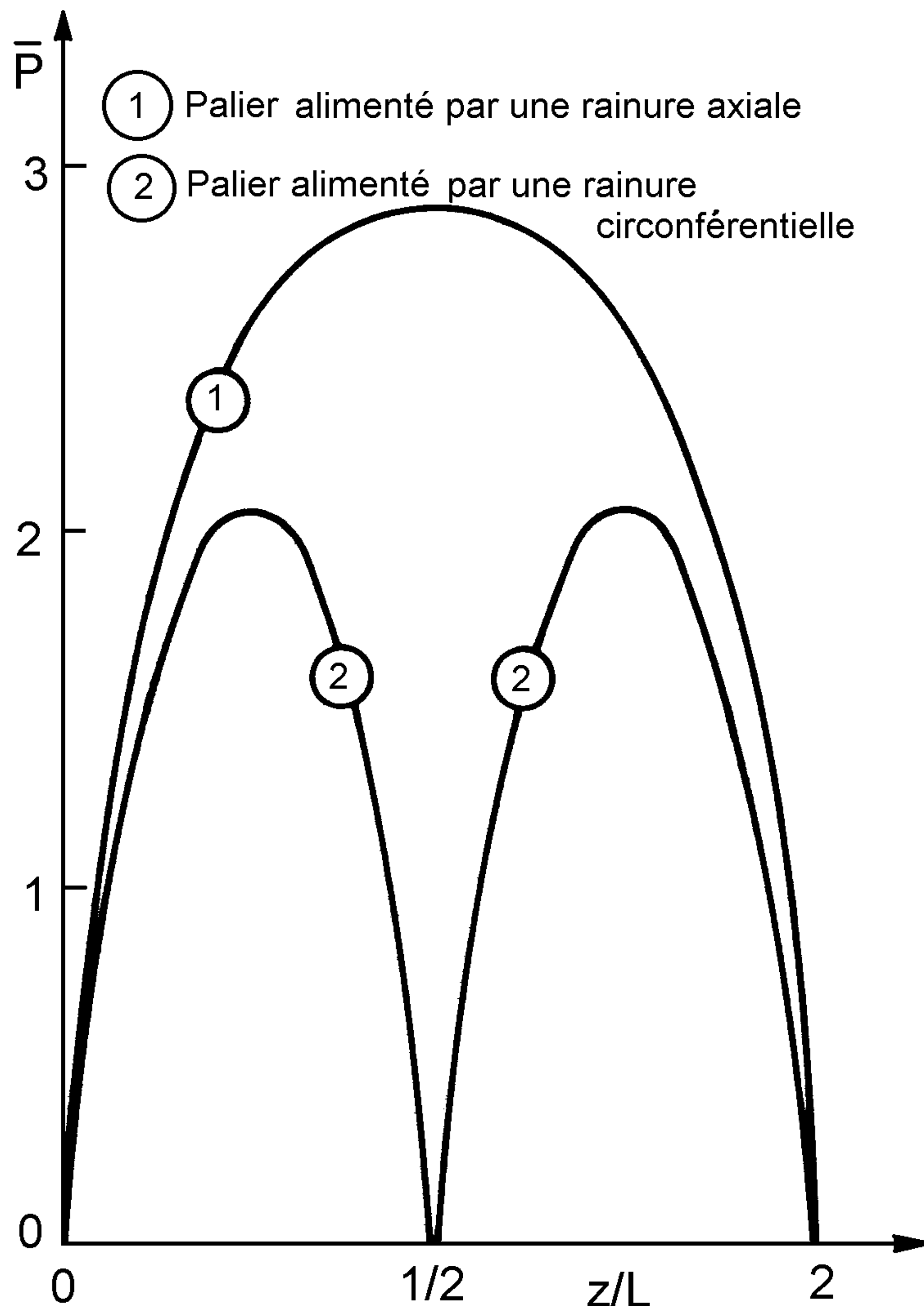


Figure 12 : Variation de la pression en fonction de la coordonnée axiale z.

2.4 - INFLUENCE DE MESALIGNEMENT

Dans un palier, les axes du coussinet et de l'arbre ne sont pas toujours parallèles. En pratique il existe toujours un mésalignement dont les causes peuvent être d'origines diverses : déformation thermique ou élastique de l'arbre, couples extérieurs ou mauvais alignement des paliers.

Dans le cas du palier aligné, un seul paramètre est nécessaire pour représenter l'épaisseur du film d'huile : l'excentricité. Pour un palier mésaligné, il est nécessaire d'utiliser 3 paramètres. Les plus généralement utilisés sont les suivants [12] :

- l'excentricité ε_0 dans la section médiane
- le module de la projection de la ligne des centres de l'arbre sur le plan défini par la section médiane : δ (fig. 14)
- l'angle que fait la projection de la ligne des centres de l'arbre avec la ligne des centres de la section médiane : β.

Dans le cas général, le torseur des forces extérieures agissant sur le coussinet peut être réduit à une charge verticale agissant dans le plan médian du coussinet et à un moment faisant avec la direction de la charge un angle quelconque. Si le mésalignement est dû à une charge W, non centrée, c'est-à-dire une charge appliquée à une distance ℓ de la section médiane, le moment des forces extérieures est tel que :

$$M = \ell W$$

et l'angle entre ce moment et la charge est de 90°.

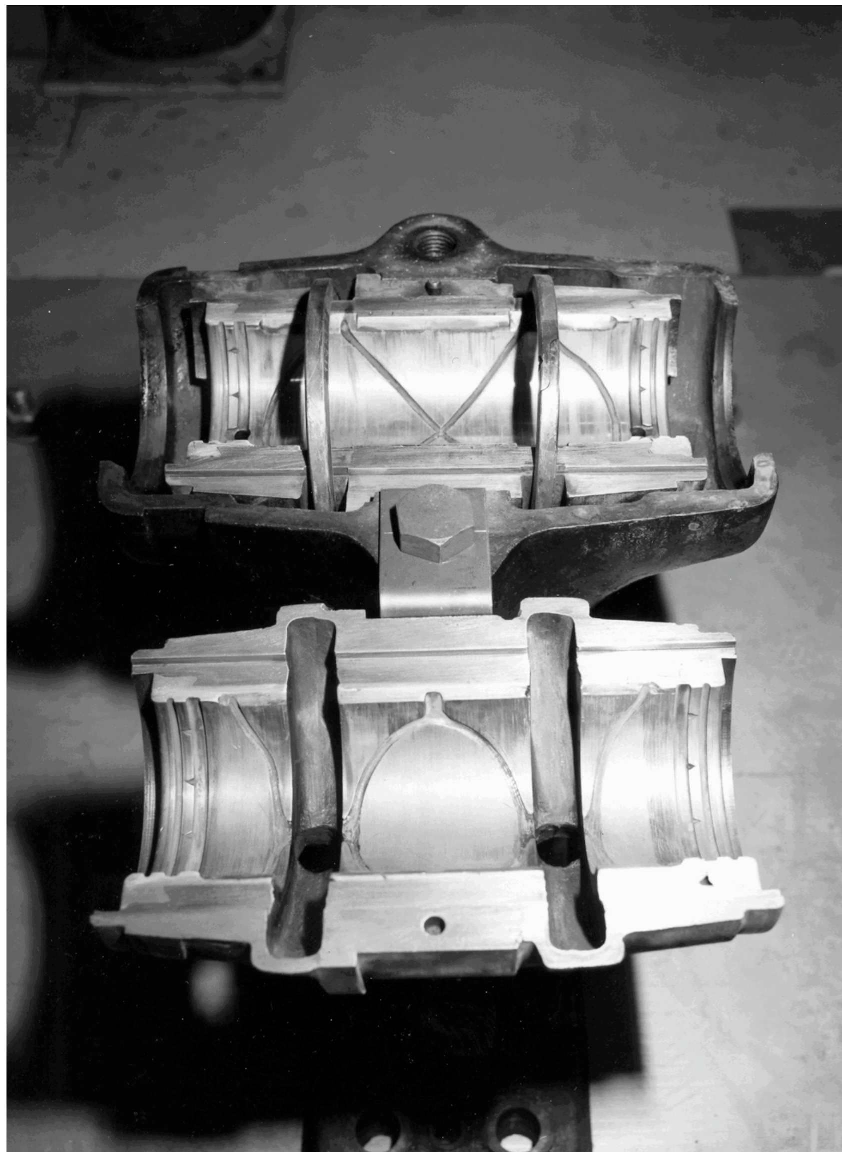


Figure 13 : Exemple de palier rainuré **(DOCUMENT EDF)**

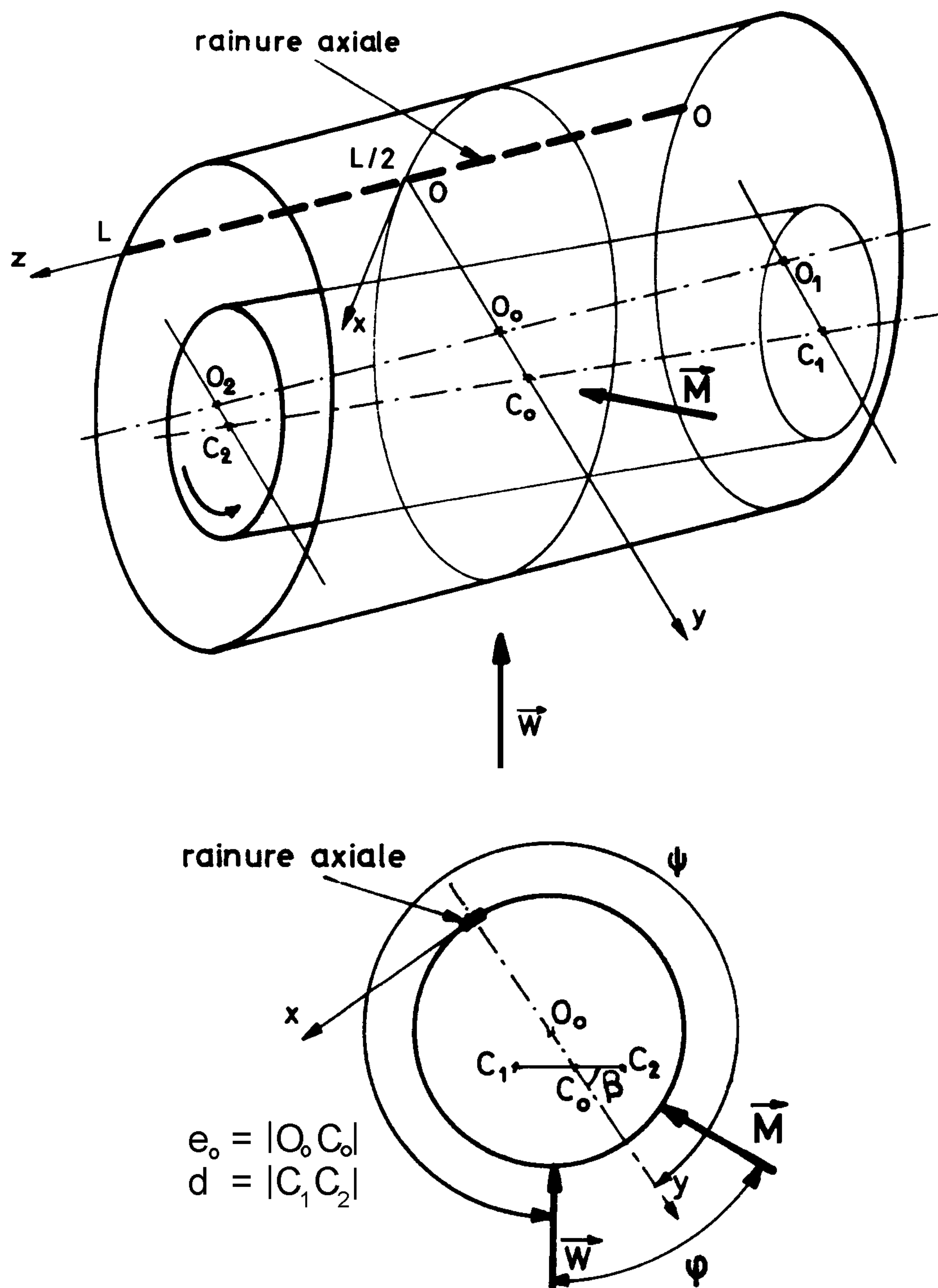


Figure 14 : Palier mésaligné

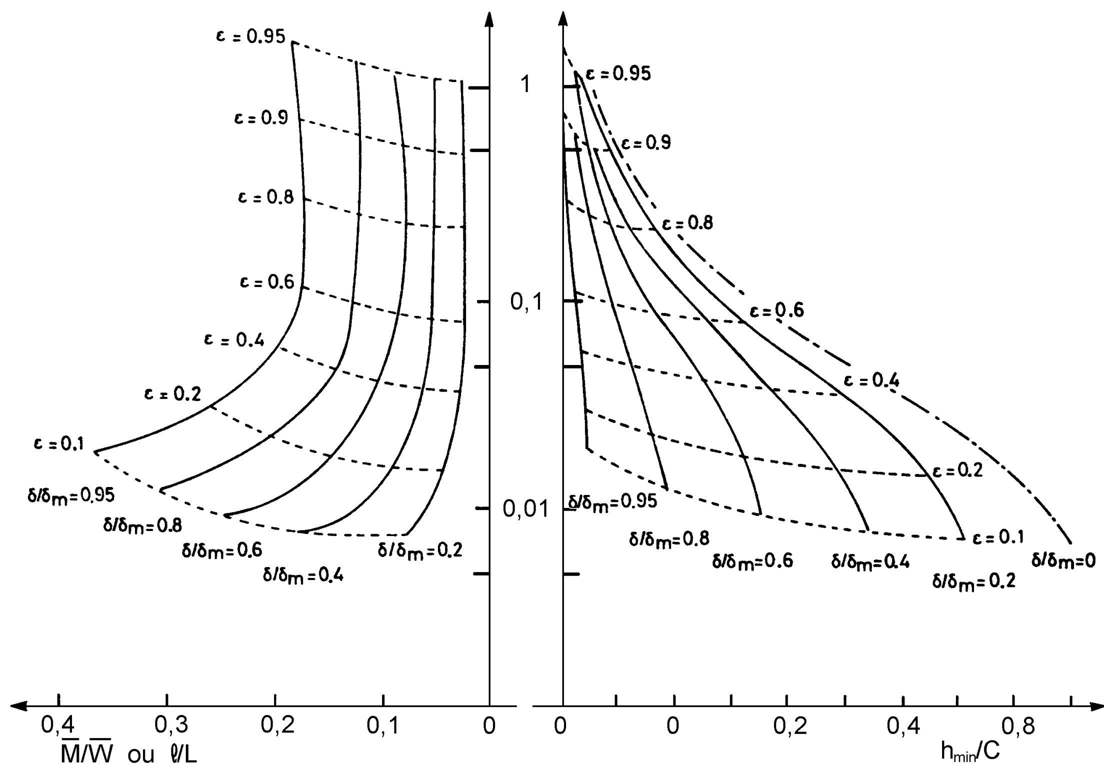


Fig. 15 : Variation de la charge sans dimension $\overline{W}$ en fonction du rapport $\overline{M}/\overline{W}$ et de l'épaisseur minimale du film

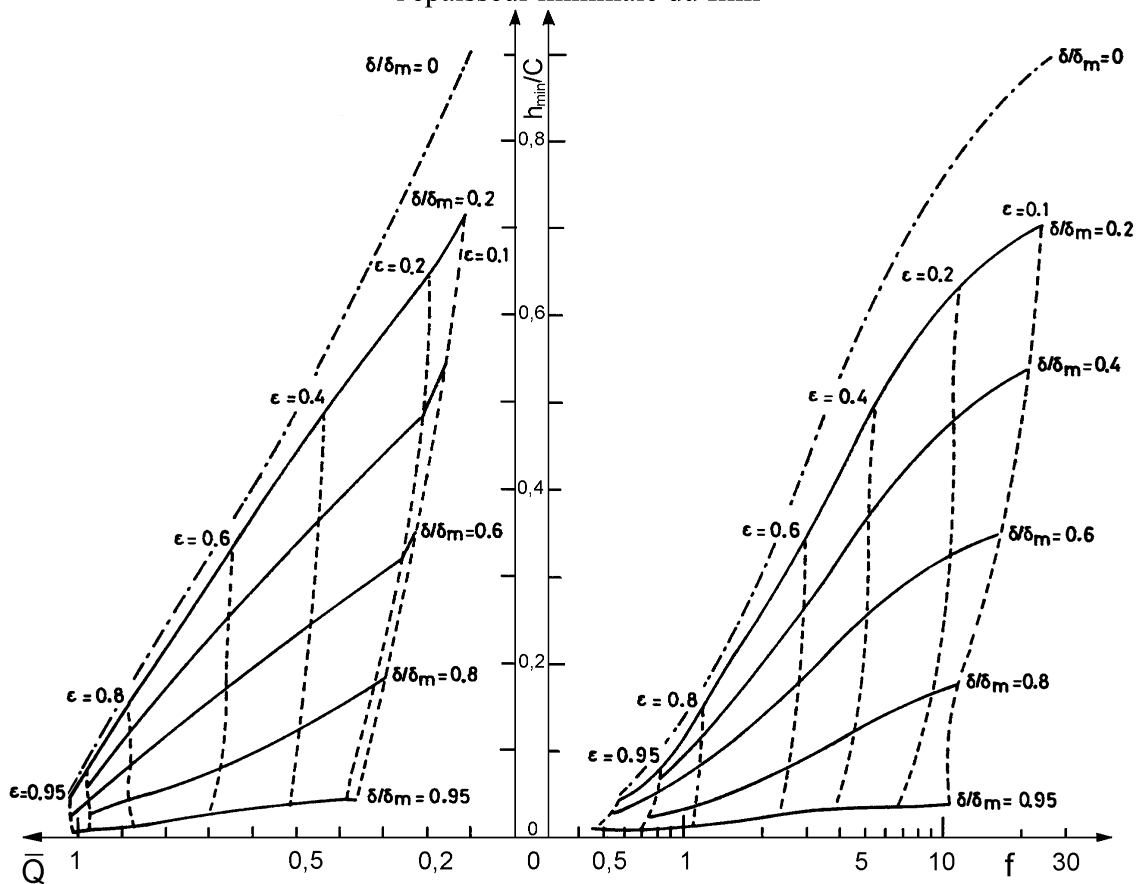


Fig. 16 : Variation du débit sans dimension $\overline{Q}$ et du nombre de frottement en fonction de l'épaisseur minimale du film.

Sur la figure 15 sont présentées les variations de la charge sans dimension $\overline{W}$ en fonction du rapport $\overline{M}/\overline{W}$ (rapport identique à ℓ/L), et de l'épaisseur minimale du film h_{mini}/C. La figure 16 donne les variations du débit de fuite $\overline{Q}$ et du nombre de frottement f en fonction de h_{mini}/C. De façon générale, l'existence d'un mésalignement réduit l'épaisseur minimale du film d'huile, augmente la pression maximale et rapproche le point d'application de celle-ci, des extrémités libres du palier, ce qui risque d'entraîner la détérioration des surfaces.

Ainsi le palier présenté fig.13, réalisé au début du 20ème siècle, n'est plus utilisé aujourd'hui car il est trop long et les nombreuses rainures réduisent considérablement sa capacité de charge.

2.5. - PALIERS AUTO-ALIGNANTS :

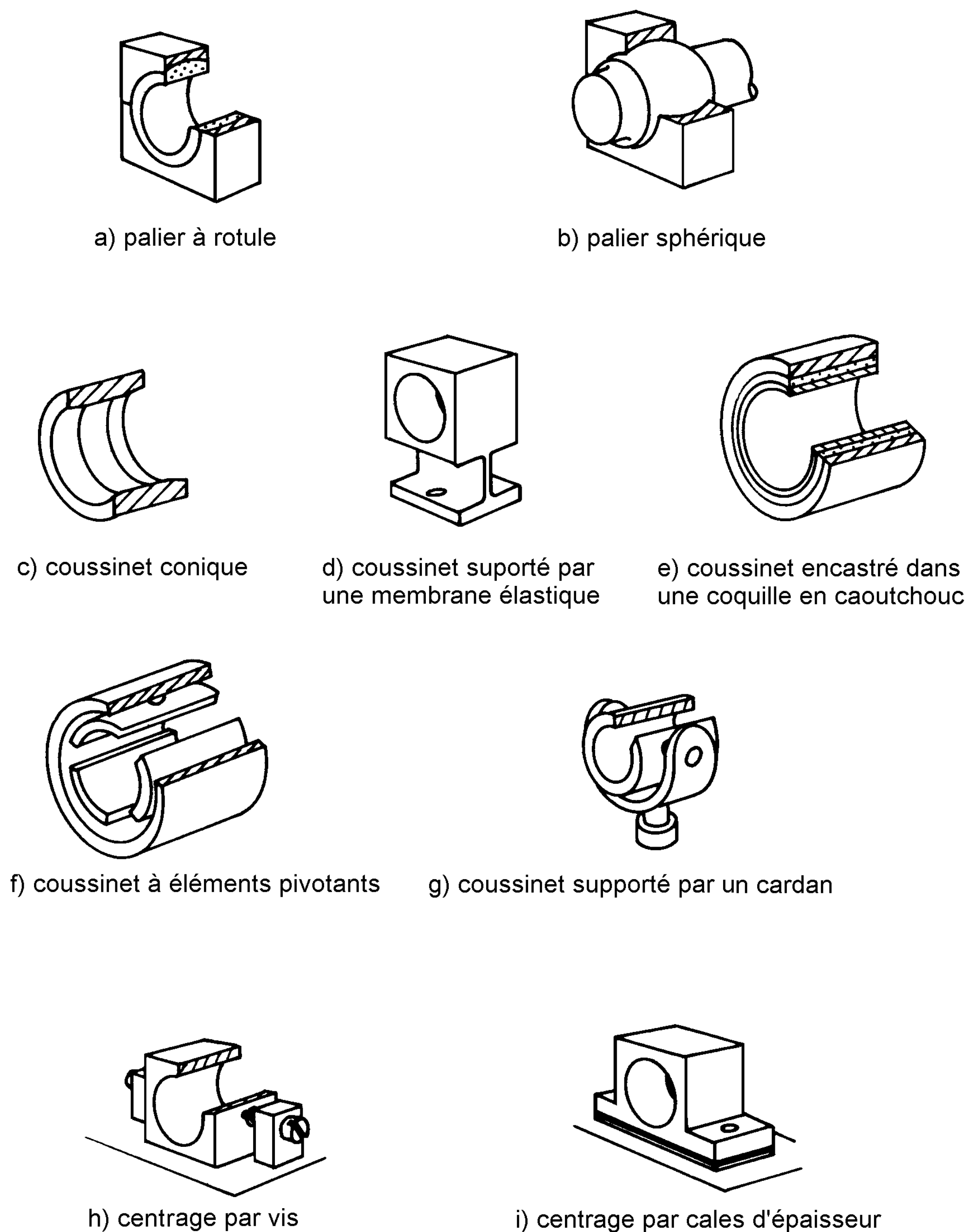


Fig. 17 : Systèmes de paliers auto alignants [13]

Différents systèmes peuvent être utilisés pour atténuer les effets du mésalignement [13]. Les plus utilisés sont :

- le palier à rotule (fig. 17a). Les frottements dans la rotule ne permettent pas toujours l'auto-alignement du palier.

- le palier sphérique (fig. 17b). Le fonctionnement de ce palier est très satisfaisant mais il ne permet pas de déplacement axial et sa fabrication est délicate.

- le coussinet conique. Le jeu radial est plus important aux extrémités du palier que dans la section médiane. Cette solution est utilisée pour atténuer les effets de flexion des arbres (fig. 17c).

- le coussinet est encastré dans une membrane élastique (fig. 17d) ou dans une coquille en caoutchouc (fig. 17e).

- le palier lisse à éléments pivotants (fig. 17f et 17g) élimine totalement le mésalignement angulaire.

- il est également possible d'utiliser des montages permettant de modifier le positionnement du coussinet (fig. 17h et 17i) Ces systèmes ne permettent pas de supporter des mésalignements accidentels.

3 - EXEMPLES DE REALISATIONS

3.1. - PALIERS RADIAUX HYDRODYNAMIQUES A PATINS

Des paliers hydrodynamiques à patins oscillants équipent les grands groupes turboalternateurs (fig. 18) et les compresseurs à grande vitesse de rotation (fig. 19).

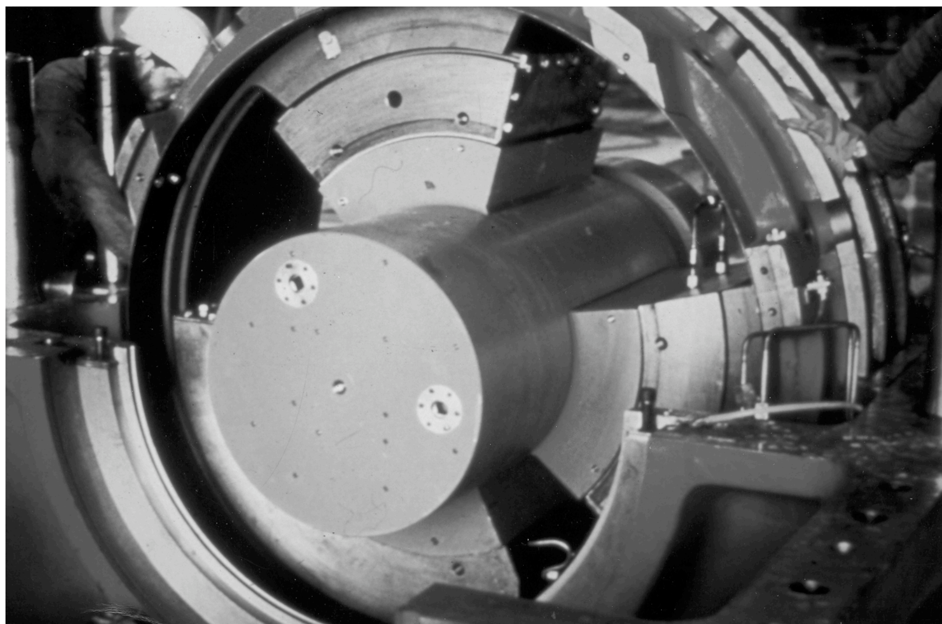
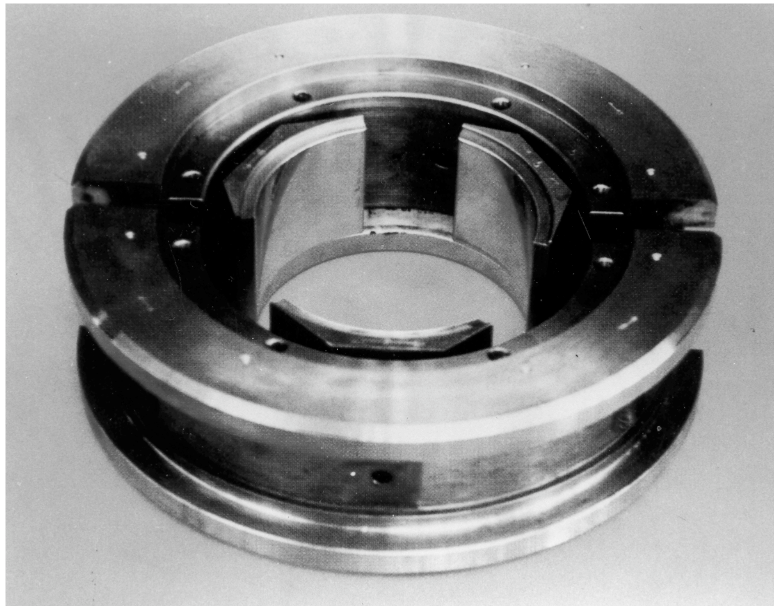


Fig. 18 : Palier à patins oscillants de grand groupe turboalternateur **(DOCUMENT EDF)**



Fig; 19 : Paliers à patins oscillants de compresseurs grande vitesse (DOCUMENT ALSTOM)

Un supportage hydraulique des patins à été mis au point pour permettre une répartition homogène des efforts et préserver les propriétés d'auto-alignement [14].

Les paliers hydrodynamiques à patins s'appliquent aussi aux turbines hydrauliques tournant à des vitesses relativement faibles 60 à 100 tr/min. Les charges supportées peuvent atteindre 3 à 4 MN. Ces paliers sont utilisés en particulier pour supporter les rotors des turbines hydrauliques.

3.2 - BUTEES HYDRODYNAMIQUES A FAIBLES PERTES

Des butées hydrodynamiques à faibles pertes ont été développées pour équiper les machines tournant à grande vitesse [15]. Le système de lubrification dirigée (fig. 20) élimine en grande partie les pertes parasites associées à la lubrification par barbotage et peut conduire à une diminution de la puissance consommée de l'ordre de 50%.

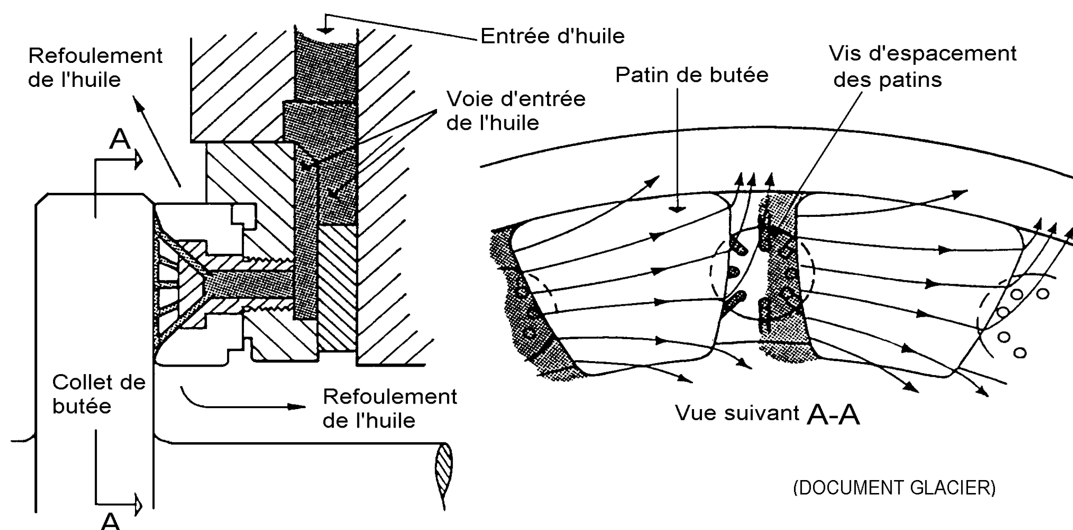


Fig. 20 : répartition de débit d'huile dans une butée à lubrification dirigée [15]

3.3 - BUTEES FORTEMENT CHARGEES

Les turbines hydrauliques de grandes dimensions à axe vertical comportent une butée supportant de très fortes charges. Celles-ci dépassent pour certaines machines 40 à 50 MN. Au-delà de 10 MN, l'équi-répartition automatique des charges entre les patins constitue un grand facteur de sécurité. L'égalisation des efforts sur les patins peut être réalisée par un ensemble de membranes toriques en acier de faible épaisseur, remplies d'huile et reliées entre elles par un circuit commun, et sur lesquelles appuient les patins. La figure 21 montre le montage d'une telle butée.

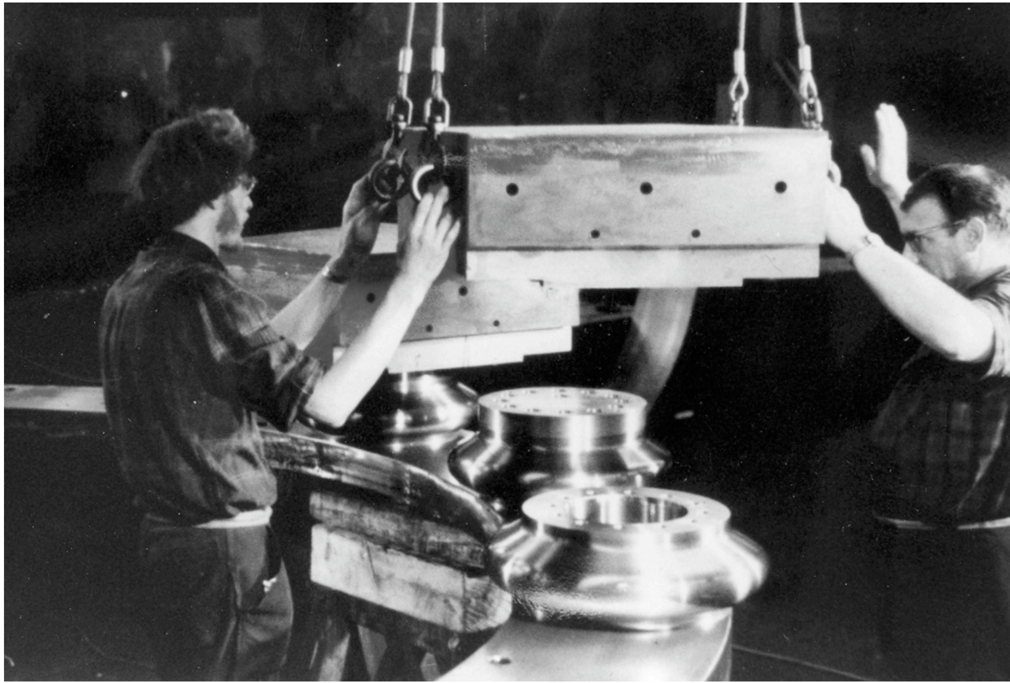


Fig. 21 : Montage d'une butée de turbine hydraulique (DOCUMENT NEYRPIC)

3.4 - PALIERS HYDROSTATIQUES

Pour simplifier les problèmes associés aux étanchéités, les paliers de nombreuses pompes sont lubrifiées avec le fluide véhiculé. C'était le cas, par exemple, du palier inférieur de la pompe primaire de Super-Phénix (fig. 22). Ce palier hybride a un diamètre de 850 mm et une longueur de 300 mm, il comporte 12 alvéoles usinés sur l'arbre. Le lubrifiant utilisé est du sodium fondu dont la viscosité, à la température de fonctionnement, est plus faible que celle de l'eau.

4 - CONCLUSION

Les principaux paramètres à prendre en compte pour le choix préliminaire d'une technologie de palier ont été présentés. L'optimisation a été traitée pour une géométrie simple et en régime isotherme.

En fait, l'analyse isotherme ne permet d'obtenir des résultats acceptables que lorsque l'énergie dissipée par cisaillement dans le lubrifiant est faible et conduit à un échauffement et une diminution de viscosité peu importante, ce qui est en particulier le cas pour les paliers à l'eau ou pour les paliers tournant à vitesse modérée.

Pour les paliers industriels fonctionnant dans des conditions sévères, il est nécessaire d'utiliser des modèles de calcul plus complets de type thermohydrodynamique ou de type élasto-thermohydrodynamique prenant en compte, respectivement, la dissipation d’énergie en tout point du film lubrifiant, les échanges thermiques entre les différents éléments du palier et les déformations thermo-elastiques des matériaux.



Fig. 22 : Paliers hydrostatiques de la pompe primaire de Super Phénix (DOCUMENT EDF)

BIBLIOGRAPHIQUE :

[1] M.J. NEALE : "Tribology Handbook, London, Butterworths" 1973, d'après ESDU ITEM 65007.

[2] D.R. GARNER : "The use of design procedures for plain bearings", Leeds Conference, September 1980.

[3] F.A. MARTIN : "Minimum allowable oil film thickness ins steadily loaded journal bearings", Proceedings Lubrification and Wear Convention, 1964, Vol. 178, Pt 3N, p. 161.

[4] F.A. MARTIN, D.R. GARNER : "Plain journal bearings under steady loads = design guidance for safe operation", First European Tribology Congress, 1973, paper C313/73, Proceedings IME, p. 449.

[5] O'CONNOR : "Standard handbook of lubrication engineering", Mc Graw Hill - ASLE 1968, p. 18.

[6] E.R. BOOSER, F. D. RYAN, C. L. LINKINHOKER : "Maximum temperature for hydrodynamic bearings under steady load", Lubrication Engineering, July 1970, p. 226.

[7] G. WILLS : "Lubrication Fundamentals", Marcel DEKKER, Inc.

[8] D. CONSTANTINESCU, A. NICA, M. D. PASCOVICI, G. CEPTUZEANU, S. NEDELAI : "Sliding bearings", Alperton Press, 1985.

[9] ABDUL WAHED, M.T. PASCAL, J. FRENE : "Stabilité et réponse à un balourd des grands paliers de turbines", Journée du GAMI, 12 janvier 1982, Mécanique Matériaux Electricité, n° 386-387, p. 132, 1982.

[10] E.S.D.U. : "Calculation Methods for steadily loaded pressure hydrodynamic journal bearings", ITEM - 66023 - Inst. of Mech. Engineers 1966.

[11] J. BOZET : "L'alimentation en fluide sous pression des paliers lisses dans le cas de la rainure circonférentielle", rev. Univers. Mines Belg., tome 113, n°2, p. 82-92, 1970.

[12] D. NICOLAS : "Les paliers hydrodynamiques soumis à un torseur de forces quelconque", Thèse de docteur ingénieur présentée devant l'Université Claude Bernard, Lyon, 1972.

[13]

[14] J. POULAIN, J.P. BESSE : "Coussinets à huile à patins oscillants pour grandes turbomachines", Compte rendu de fin de contrat d'une recherche, DGRST, Contrat n°73.7.1780.00.221.75.01, nov. 1975.

[15] Société GLACIER : "Butée à patins oscillants : lubrification dirigée", Notice technique n°5 - section 2